

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-002274

(43)Date of publication of application : 09.01.1996

(51)Int.Cl.

B60K 17/348

(21)Application number : 06-144656

(71)Applicant : FUJI HEAVY IND LTD

(22)Date of filing : 27.06.1994

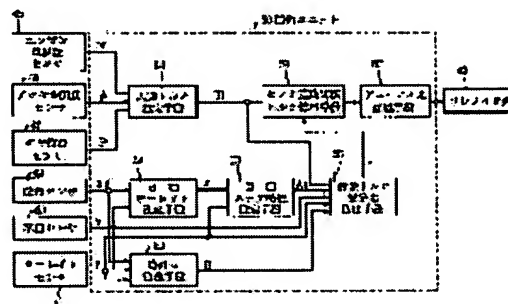
(72)Inventor : MATSUNO KOJI

(54) TORQUE DISTRIBUTION CONTROL DEVICE FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PURPOSE: To improve maneuvering stability, turning performance, stability, etc., by controlling torque distribution correctly based on an equation of motion by a yaw rate, a road surface μ estimated value, a target stability factor, etc.

CONSTITUTION: A center differential to transmit power to front/rear and right/ left wheels is controlled by a solenoid valve 40. A control unit 50 receives signals from sensors 42-47 for a steering angle, etc., estimates a road surface μ value by a road surface μ estimation means 51 based on cornering power estimated through expansion from a lateral motion equation to a non-linear region, and sets a target yaw rate value by a target yaw rate setting means 52. A target stability factor is then set by a target steering characteristic setting means 53, input torque of the center differential is estimated by an input torque estimation means 54, and a control signal is outputted to the solenoid valve 40 by a front/rear torque distribution ratio calculation means 55 and a center differential limiting torque calculation means 56 based on an equation of motion and a friction circle theory. Maneuvering stability, turning performance, and stability can thus be improved.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 13.02.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3268124

[Date of registration] 11.01.2002

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平8-2274

(43)公開日 平成8年(1996)1月9日

(51) Int.Cl.⁶
B 6 0 K 17/348

識別記号

庁内整理番号

FI

技術表示箇所

B

審査請求 未請求 請求項の数5 O.L (全 13 頁)

(21)出願番号 特願平6-144656

(22)出願日 平成6年(1994)6月27日

(71)出願人 000005348

富士重工業株式会社

東京都新宿区西新宿一丁目7番2号

(72)発明者 松野 浩二

東京都三鷹市大沢三丁目9番6号 株式会社スバル研究所内

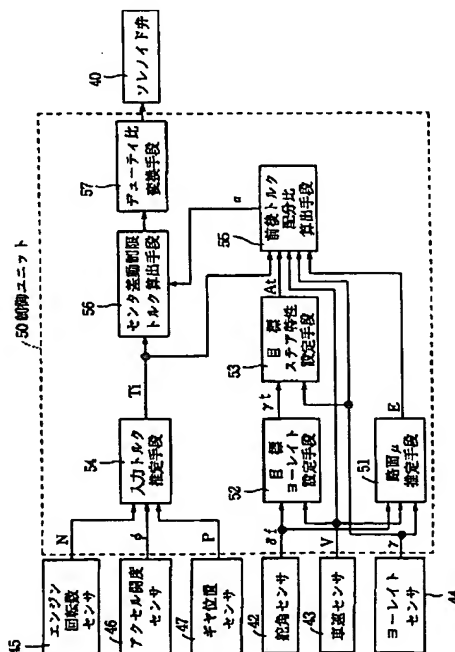
(74)代理人 弁理士 小橋 信淳

(54) 【発明の名称】 車両のトルク配分制御装置

(57) 【要約】

【目的】 ヨーレイト等のパラメータを用いて、あらゆる路面や限界挙動で前後輪または左右後輪のトルク配分を適切に制御して、操縦安定性、旋回性、安定性等を向上する。

【構成】 前後輪トルク配分制御であって、舵角、車速、実ヨーレイトにより車両の横運動の運動方程式に基づき路面 μ 推定値を設定する路面 μ 推定手段51と、舵角と車速により高 μ 路の走行状態に応じた目標ヨーレイトを設定する目標ヨーレイト設定手段52と、目標ヨーレイトと実ヨーレイトの偏差に応じた目標スタビリティファクタを設定する目標ステア特性設定手段53と、車速、実ヨーレイト、入力トルク、路面 μ 推定値、目標スタビリティファクタにより非線形域まで拡張して前後トルク配分比を算出する前後トルク配分比算出手段55と、この前後トルク配分比と入力トルクによりセンター差動制限トルクを算出するセンター差動制限トルク算出手段56とを備える。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 センターディファレンシャルにセンタークラッチが付設され、このセンタークラッチのセンター差動制限トルクにより前後輪のトルク配分を可変制御する 4 輪駆動車において、

舵角、車速、実ヨーレートにより車両の横運動の運動方程式に基づき、前後輪のコーナリングパワを非線形域に拡張して推定し、この前後輪のコーナリングパワにより路面状況に応じた路面 μ 推定値を設定する路面 μ 推定手段と、

舵角と車速により高 μ 路の走行状態に応じた目標ヨーレートを設定する目標ヨーレート設定手段と、

目標ヨーレートと実ヨーレートの偏差に応じた目標スタビリティファクタを設定する目標ステア特性設定手段と、

センターディファレンシャルの入力トルクを推定する入力トルク推定手段と、

車速、実ヨーレート、入力トルク、路面 μ 推定値、目標スタビリティファクタにより運動方程式、摩擦円の理論に基づき非線形域まで拡張して前後トルク配分比を算出する前後トルク配分比算出手段と、

この前後トルク配分比と入力トルクによりセンター差動制限トルクを算出するセンター差動制限トルク算出手段を備えることを特徴とする車両のトルク配分制御装置。

【請求項 2】 路面 μ 推定手段は、前後輪の路面 μ を、高 μ 路 ($\mu = 1.0$) の前後輪の等価コーナリングパワに対する推定した前後輪のコーナリングパワの比で算出し、更に前輪と後輪の路面 μ の大きい方を路面 μ 推定値として設定することを特徴とする請求項 1 記載の車両のトルク配分制御装置。

【請求項 3】 目標ステア特性設定手段は、目標ヨーレートと実ヨーレートの偏差に応じてスタビリティファクタを変化することを特徴とする請求項 1 記載の車両のトルク配分制御装置。

【請求項 4】 路面 μ 推定手段は、舵角、車速、推定される前後輪のコーナリングパワにより車両の運動方程式に基づき車体のヨーレートと横加速度を演算する演算手段と、演算されるヨーレートとセンサにより検出される実ヨーレートとの偏差、演算される横加速度とセンサにより検出される実横加速度との偏差を演算する偏差演算手段と、これら両偏差により前後輪のコーナリングパワを非線形域まで拡張して推定するタイヤ特性制御手段と、推定される前後輪のコーナリングパワに基づいて路面 μ 推定値を設定する路面 μ 推定値設定手段とを備えることを特徴とする請求項 1 記載の車両のトルク配分制御装置。

【請求項 5】 リヤディファレンシャルにリヤクラッチが付設され、このリヤクラッチのリヤ差動制限トルクにより左右後輪のトルク配分を可変制御する車両において、

舵角と車速により車両の運動方程式に基づき高 μ 路の走行状態に応じた目標ヨーレートを演算する目標ヨーレート演算手段と、

目標ヨーレートと実ヨーレートによりタックイン強さに応じた偏差を演算する偏差演算手段と、

車速の関数によりヨーレートゲインを設定するヨーレートゲイン設定手段と、

これら偏差とヨーレートゲインにより車両の運動方程式に基づき、偏差をステア特性のスタビリティファクタの変化に換算し、このスタビリティファクタの変化を打ち消すのに必要なヨーモーメントを演算するヨーモーメント演算手段と、

このヨーモーメントに応じたリヤ差動制限トルクを算出するリヤ差動制限トルク算出手段とを備えることを特徴とする車両のトルク配分制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、センター差動制限トルクにより前後輪のトルク配分を可変制御する 4 輪駆動車や、リヤ差動制限トルクにより左右後輪のトルク配分を可変制御する 2 輪または 4 輪駆動車の車両において、ヨーレート等のパラメータを用いて車両の運動方程式に基づきトルク配分する場合のトルク配分制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 一般に、車両においては駆動方式により異なった特有の運動性能になることが知られている。ここで、センターディファレンシャルを備えたフルタイム式 4 輪駆動車では、常に 4 輪を駆動することで、F R 車や F F 車のようなスリップやスキッドが回避されて駆動、制動、旋回の走行時の限界性能が向上する。また、スロットルオン、オフ時の影響が前、後輪に分散して作用するので、アンダステアとオーバステアの傾向が共に弱くなって両者の中間的な特性になるのであり、このような利点から近年通常の車両においても、この種の 4 輪駆動車が大幅に普及しつつある。また、このセンターディファレンシャルを備えた 4 輪駆動車においては、前後輪や左右後輪のトルク配分が更に旋回性能や車両挙動変化に対して影響を与え、これらのトルク配分を適正化することで運動性能、動的安定性を一層向上することが可能である。そこで、前後輪等のトルク配分を運転、走行条件に応じて最適に可変制御することが研究開発されている。

【0003】 従来、上記センターディファレンシャルを備えた 4 輪駆動車の前後輪のトルク配分制御に関しては、例えば特開昭 63-13824 号公報の先行技術がある。ここで、センターディファレンシャルに対して油圧式多板クラッチを、その差動制限トルクによりトルク移動して前後輪のトルク配分を可変することが可能に構成する。また、車両の旋回状態は横 G により検出するこ

とが可能であり、この横Gの値が大きくなると、漸次タイヤのグリップ力が限界状態に近付き車両のスピンやドリフトを生じるようになる。そこで、横Gの値に応じて多板クラッチの差動制限トルクを設定し、前後輪のトルク配分をスピンやドリフトを生じないように可変制御することが示されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記先行技術のものにあっては、横Gの値のみで旋回状態を判断する構成であるから、タイヤの横すべり角に対して横力が比例的に変化する線形のグリップ領域に限定される。即ち、低 μ 路においてタイヤのグリップ力が限界に達して車両がスピン等を始める限界状態では、横力が非線形に変化して実際の横Gの値は車両がスピンする挙動に基づいて任意に変化してしまい、旋回状態を正確に判断することができなくなるからである。一方、限界状態のスピン等を防止するには、非線形のスピン領域の車両の挙動を正確に判断して前後輪のトルク配分を制御することが必要になり、この点で先行技術のものでは不充分である。

【0005】本発明は、このような点に鑑み、ヨーレイト等のパラメータを用いて、あらゆる路面や限界挙動で前後輪または左右後輪のトルク配分を適切に制御して、操縦安定性、旋回性、安定性等を向上することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】この目的を達成するため本発明は、センターディファレンシャルにセンタークラッチが付設され、このセンタークラッチのセンター差動制限トルクにより前後輪のトルク配分を可変制御する4輪駆動車において、舵角、車速、実ヨーレイトにより車両の横運動の運動方程式に基づき、前後輪のコーナリングパワを非線形域に拡張して推定し、この前後輪のコーナリングパワにより路面状況に応じた路面 μ 推定値を設定する路面 μ 推定手段と、舵角と車速により高 μ 路の走行状態に応じた目標ヨーレイトを設定する目標ヨーレイト設定手段と、目標ヨーレイトと実ヨーレイトの偏差に応じた目標スタビリティファクタを設定する目標ステア特性設定手段と、センターディファレンシャルの入力トルクを推定する入力トルク推定手段と、車速、実ヨーレイト、入力トルク、路面 μ 推定値、目標スタビリティファクタにより運動方程式、摩擦円の理論に基づき非線形域まで拡張して前後トルク配分比を算出する前後トルク配分比算出手段と、この前後トルク配分比と入力トルクによりセンター差動制限トルクを算出するセンター差動制限トルク算出手段を備えることを特徴とする。

【0007】また本発明は、リヤディファレンシャルにリヤクラッチが付設され、このリヤクラッチのリヤ差動制限トルクにより左右後輪のトルク配分を可変制御する車両において、舵角と車速により車両の運動方程式に基

づき高 μ 路の走行状態に応じた目標ヨーレイトを演算する目標ヨーレイト演算手段と、目標ヨーレイトと実ヨーレイトによりタックイン強さに応じた偏差を演算する偏差演算手段と、車速の関数によりヨーレイトゲインを設定するヨーレイトゲイン設定手段と、これら偏差とヨーレイトゲインにより車両の運動方程式に基づき、偏差をステア特性のスタビリティファクタの変化に換算し、このスタビリティファクタの変化を打ち消すのに必要なヨーモーメントを演算するヨーモーメント演算手段と、このヨーモーメントに応じたりや差動制限トルクを算出するリヤ差動制限トルク算出手段とを備えることを特徴とする。

【0008】この発明において、車両は、左右後輪のトルク配分を可変制御するものであれば、2輪駆動車と4輪駆動車のいずれにも適応できる。

【0009】

【作用】上記構成による本発明では、4輪駆動走行時に、センター差動制限トルク算出部で前後トルク配分比と入力トルクにより算出されるトルクに応じてセンタークラッチのセンター差動制限トルクが設定され、このセンター差動制限トルクで前後輪のトルク配分が可変制御される。このとき舵角、車速、実ヨーレイトにより車両の挙動が常に監視される。そこで高 μ 路の走行では、目標ヨーレイトに対して実ヨーレイトが略一致して良好なステア特性が確保される。そして前後トルク配分比算出手段では、前後トルク配分比が車速、実ヨーレイト、入力トルクにより、直進または旋回の走行状態に応じて適切に算出され、操縦安定性、旋回性が向上する。また実ヨーレイトのフィードバック制御を含むことで、外乱や制御誤差に強い制御となる。

【0010】低 μ 路の例えば旋回加速時に車両スピン等を生じると、路面 μ 推定手段で舵角、車速、実ヨーレイトにより前後輪のコーナリングパワがその挙動に対応して推定され、この前後輪のコーナリングパワに基づいて路面 μ 推定値が高い精度で設定される。また目標ステア特性設定手段では、実ヨーレイトが目標ヨーレイトより大きくなって、車両スピンの応じた目標スタビリティファクタが設定される。そして前後トルク配分比算出手段では、これら路面 μ 推定値、目標スタビリティファクタ等によりトルク配分を前輪寄りに算出して制御され、このため後輪のタイヤ横力が増して車両スピンの防止される。このとき実ヨーレイトが目標ヨーレイトに一致するようにフィードバック制御されて、この場合も良好なステア特性となる。

【0011】また本発明では、車両走行時に、偏差演算手段で実ヨーレイトと、舵角、車速により演算される目標ヨーレイトを比較して、車両の挙動が常に監視される。そこで高速旋回時のアクセルオフの際にタックインを生じると、偏差演算手段で実ヨーレイトと目標ヨーレイトの偏差によりタックイン強さが確実に検出される。

そしてヨーモーメント演算手段で、その偏差をスタビリティファクタの変化として換算され、且つヨーレイトゲインを用いてスタビリティファクタの変化を打ち消すのに必要なヨーモーメントが演算され、リヤ差動制限トルク算出手段でヨーモーメントに応じたりヤ差動制限トルクを算出して、リヤクラッチにそのトルクを生じる。このため高速旋回時のアクセルオフの際には、リヤクラッチのトルクで外輪と内輪の制動力に差を生じて車両に適正なヨーモーメントが発生し、タックイン現象が適確に防止される。

【0012】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。図2において、前後輪と左右後輪のトルク配分制御が可能な4輪駆動車の駆動系の概略について説明する。符合1はエンジン、2はクラッチ、3は変速機であり、変速機出力軸4がセンターディファレンシャル20に入力している。センターディファレンシャル20から前方にフロント駆動軸5が、後方にリヤ駆動軸6が出力し、フロント駆動軸5はフロントディファレンシャル7、車軸8を介して左右の前輪9L、9Rに、リヤ駆動軸6はプロペラ軸10、リヤディファレンシャル11、車軸12を介して左右の後輪13L、13Rにそれぞれ連結して伝動構成される。

【0013】リヤディファレンシャル11はベベルギヤ式であり、このリヤディファレンシャル11の例えばデフケース11aと一方のサイドギヤ11bとの間に、差動制限装置として油圧多板式リヤクラッチ28がバイパスして付設されている。そしてリヤクラッチ28のリヤ差動制限トルクTdが零の場合は左右後輪13L、13Rに等しくトルク配分し、所定のリヤ差動制限トルクTdを生じるとこのトルクTdの分だけ高速輪から低速輪にトルク移動し、最も大きいリヤ差動制限トルクTdでデフロックする場合は左右後輪13L、13Rにかかる荷重Wと路面摩擦係数 μ との積 $W \cdot \mu$ に応じてトルク配分するようになっている。

【0014】センターディファレンシャル20は複合ブラネタリギヤ式であり、変速機出力軸4と一体の第1サンギヤ21、リヤ駆動軸6と一体の第2サンギヤ22、及びこれらのサンギヤ21、22の周囲に複数個配置されるピニオン23を有し、ピニオン23の第1ピニオンギヤ23aが第1サンギヤ21に、第2ピニオンギヤ23bが第2サンギヤ22にそれぞれ噛合っている。また変速機出力軸4にはリダクションのドライブギヤ25が回転自在に設けられ、このドライブギヤ25と一体のキャリア24にピニオン23が軸支され、ドライブギヤ25はフロント駆動軸5と一体のドリブンギヤ26に噛合って構成される。これにより第1サンギヤ21に入力する変速動力をキャリア24と第2サンギヤ22とに、所定の基準トルク配分で分けて伝達し、旋回時の前後輪の回転差をピニオン23の遊星回転により吸収するように

なる。ここで基準トルク配分は2つのサンギヤ21、22と2つのピニオンギヤ23a、23bの4つのギヤ噛合いピッチ円半径で自由に設定される。そこで前輪トルクTFと後輪トルクTRの基準トルク配分 e_t を例えば、

【数1】

$$TF:TR \approx 34:66$$

のように十分に後輪偏重に設定することが可能になる。

【0015】また上記センターディファレンシャル20の直後方には油圧多板式センタークラッチ27が、ドラム27aをキャリア24に、ハブ27bを第2サンギヤ22と一体的なりヤドライブ軸6に結合して同軸上に配置される。そしてセンタークラッチ27のセンター差動制限トルクTcによりセンターディファレンシャル20の差動を制限すると共に、後輪側から前輪側にトルク移動することが可能になっている。ここでフロントエンジンの搭載の場合は、車両の前輪重量WFと後輪重量WRの静的重量配分 e_w が例えば、

【数2】

$$WF:WR \approx 62:38$$

であり、センタークラッチ27による直結の場合は、前後輪の路面摩擦係数 μ が等しいとすると、この重量配分 e_w に応じて前輪偏重にトルク配分される。従って、センタークラッチ27のセンター差動制限トルクTcにより前後輪のトルク配分を、後輪偏重の基準トルク配分 e_t と、前輪偏重の重量配分 e_w との広い範囲で制御することが可能になる。

【0016】次に、センタークラッチ27とリヤクラッチ28の油圧制御系について説明する。先ず、変速機が自動変速機の場合は、その油圧制御系のオイルポンプ30の油圧をレギュレータ弁31で調圧したライン圧を利用して構成される。そこでセンタークラッチ油圧制御手段32はライン圧油路33と連通するクラッチ制御弁34を有し、このクラッチ制御弁34が油路35を介してセンタークラッチ27に連通する。またライン圧油路33はパイロット弁36及びオリフィス37を有する油路38によりソレノイド弁40に連通し、ソレノイド弁40によるデューティ圧が油路39を介してクラッチ制御弁34の制御側に作用する。ソレノイド弁40は制御ユニット50からの各走行条件に応じたデューティ信号が入力すると、それにより油圧をドレンしてデューティ圧Pdを生じるものであり、このデューティ圧Pdに応じてクラッチ制御弁34を動作し、センタークラッチ27のセンター差動制限トルクTcを可変制御する。またリヤクラッチ油圧制御手段32'は同様に油路33、39'と連通したクラッチ制御弁34'、油路35'、ソレノイド弁40'を有し、ソレノイド弁40'のデューティ圧Pdによりリヤクラッチ28のリヤ差動制限トルクTdを可変制御するように構成される。

【0017】次いで、前後輪トルク配分制御装置の制御

系について説明する。まず、基本的制御原理について説明する。タイヤ特性が線形領域では前後輪のコーナリングパワが一定であるが、低 μ 路での旋回加速時にタイヤグリップが限界に達して車両スピンするように限界挙動する場合は、タイヤ横力が低下する。そこで車両の限界挙動のタイヤ横力の低下を、前後輪のコーナリングパワの低下として扱うことにより、路面 μ を正確に推定でき、且つ車両の運動方程式を低 μ 路の非線形領域まで拡張して解析できる。また摩擦円の理論により、駆動力もタイヤ横力に影響を与える。更に、非線形なスリップ領域での車両の安定性の目安は、ステア特性のスタビリティファクタにより判断できる。

【0018】そこで種々のパラメータにより非線形領域の前後輪のコーナリングパワを求めて路面 μ を推定し、車両の限界挙動をスタビリティファクタにより数値化する。また駆動力、走行状態、路面 μ 、スタビリティファクタにより車両の運動方程式を解析することで、非線形領域での車両の運動特性を正確に把握できる。このため前後輪トルク配分を常に一定のスタビリティファクタを得るように制御することで、車両スピン等を防止して安定性を向上できる。

【0019】従って、種々のパラメータにより非線形領域の前後輪のコーナリングパワを求めて路面 μ を推定することが重要であり、舵角、車速、実際のヨーレートにより求めることができる。この場合の路面 μ の推定方法としては、例えば車両の運動方程式に基づくヨーレート応答と実際のヨーレートを比較し、タイヤの等価コーナリングパワを未知パラメータとしてその値をオンラインで推定する方法がある。具体的には、以下の適応制御理論によるパラメータ調整則で算出される。

【0020】図3の車両運動モデルを用いて、車両の横運動の運動方程式を立てる。横方向の並進運動の運動方程式は、前後輪のコーナリングフォース C_f 、 C_r 、車体質量 M 、横加速度 G_y により以下である。

【数3】

$$2C_f + 2C_r = M \cdot G_y$$

【0021】一方、重心回りの回転の運動方程式は、重心から前後輪までの距離 L_f 、 L_r 、車体のヨーイング慣性モーメント I_z 、ヨー角加速度により以下である。

【数4】

$$2C_f \cdot L_f - 2C_r \cdot L_r = I_z \cdot \ddot{\gamma}$$

【0022】車速 V と重心点の横方向への並進速度（横すべり速度） V_y を用いると、横加速度 G_y は、次式で表わされる。

【数5】

$$G_y = \dot{V}_y + V \cdot \gamma$$

【0023】コーナリングフォースはタイヤの横すべり角に対し1次遅れに近い応答をするが、この遅れを無視すると、前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r 、前後輪

の横すべり角 α_f 、 α_r により以下となる。

【数6】

$$C_f = K_f \cdot \alpha_f, C_r = K_r \cdot \alpha_r$$

【0024】コーナリングパワの中でロールやサスペンションの影響を考慮するものとして等価コーナリングパワを用いると、横すべり角 α_f 、 α_r は、前輪舵角 δ_f 、後輪舵角 δ_r 、ステアリングギヤ比 n により以下のように簡略化できる。

【数7】

$$\alpha_f = \frac{\delta_f}{n} - \frac{V_y + L_f \cdot \gamma}{V}$$

$$\alpha_r = \delta_r - \frac{V_y - L_r \cdot \gamma}{V}$$

以上が基本的な運動方程式である。

【0025】そこで上記運動方程式を状態変数表現で示し、パラメータ調整則を設定して適応制御理論を展開することで種々のパラメータが推定される。次に、推定されたパラメータから実車のコーナリングパワを求める。実車のパラメータとしては、車体質量やヨーイング慣性モーメント等があるが、これらは一定と仮定し、タイヤのコーナリングパワのみが変化するものとする。タイヤのコーナリングパワが変化する要因としては、すべり角に対する横力の非線形性、路面 μ の影響、荷重移動の影響等がある。ヨーレート γ の変化により推定されるパラメータ a 、前輪舵角 δ_f により推定されるパラメータ b により、前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r を求めると、例えば以下になる。

【数8】

$$K_f = b \cdot I_z \cdot n / 2L_f$$

$$K_r = (a \cdot I_z + L_f \cdot K_f) / L_r$$

【0026】従って、上述の式により、車速 V 、舵角 δ_f 、ヨーレート γ で演算して非線形域の前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r が推定される。そして推定された前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r は、例えば前後輪毎に高 μ 路のものと比較することで、路面 μ が算出され、路面 μ に基づいて非線形域の路面 μ 推定値 E が高い精度で設定される。

【0027】次に、前後輪にトルク配分する場合について説明する。車両の運動方程式は、車速 V 、ヨーレート γ 、入力トルク N_i 、目標スタビリティファクタ A_t 、路面 μ 推定値 E 等により非線形領域まで拡張して解析することができる。そこで車両の運動方程式により前後輪トルク配分比 α は、以下のような式により算出される。ただし、 G_x' ：前後加速度推定値、 G_y' ：横加速度推定値、 W ：車体重量、 h ：重心高、 L ：ホイールベース、 L_f ： L_r ：重心から前後輪までの距離、 K_{fo} ： K_{ro} ：線形域の等価コーナリングパワ、 K_{fc} ： K_{rc}

c : K f, K r を接地荷重で偏微分したコーナリングパワの荷重依存性、G t : ファイナルギヤ比、R t : タイヤ径、T i : 入力トルクである。

【0028】

【数9】

$$a = \frac{-b + \sqrt{b^2 - ac}}{a}$$

$$Gx' = (Ti \cdot Gt / Rt) / (W / g)$$

$$Gy' = V \cdot r$$

10

$$a = \left\{ -\frac{Lf \cdot L^2}{2Lr^2} \left(Kfo - \frac{Kfc \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) + \frac{Lr \cdot L^2}{2Lf^2} \left(Kro + \frac{Krc \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) \right\} \frac{(Gx')^2 Gy'}{g^3 E^3}$$

$$b = -\frac{Lr \cdot L^2}{2Lf^2} \left(Kro + \frac{Krc \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) \frac{(Gx')^2 Gy'}{g^3 E^3}$$

20

【0030】

【数11】

$$c = 2Lf \left(Kfo - \frac{Kfc \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) \left\{ 1 - \frac{Gy'}{2gE} \left(1 + \frac{h \cdot Gx'}{Lr \cdot g} - \frac{h^2}{2Lr^2} \left(\frac{Gx'}{g} \right)^2 \right) \right\}$$

$$- 2Lr \left(Kro + \frac{Krc \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) \left\{ 1 - \frac{Gy'}{2gE} \left(1 - \frac{h \cdot Gx'}{Lf \cdot g} - \frac{1}{2} \left(\frac{h^2}{Lf^2} - \frac{L^2}{E^2 Lf^2} \right) \left(\frac{Gx'}{g} \right)^2 \right) \right\} + A \frac{g \cdot L^2}{W} \cdot \frac{\partial Yf}{\partial \beta f} \cdot \frac{\partial Yr}{\partial \beta r}$$

30

【0031】

【数12】

$$\frac{\partial Yf}{\partial \beta f} = 2 \left(Kfo - \frac{Kfc \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) \left\{ 1 - \frac{Gy'}{2gE} \left(1 + \frac{h \cdot Gx'}{Lr \cdot g} - \frac{1}{2} \left(\frac{h^2}{Lr^2} - \frac{L^2}{4E^2 Lr^2} \right) \left(\frac{Gx'}{g} \right)^2 \right) \right\}$$

【0032】

【数13】

$$\frac{\partial Yr}{\partial \beta r} = 2 \left(Kro + \frac{Krc \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) \left\{ 1 - \frac{Gy'}{2gE} \left(1 - \frac{h \cdot Gx'}{Lf \cdot g} - \frac{1}{2} \left(\frac{h^2}{Lf^2} - \frac{L^2}{4E^2 Lf^2} \right) \left(\frac{Gx'}{g} \right)^2 \right) \right\}$$

【0033】そこで上記基本的制御原理に基づき、図1の制御系について説明する。入力情報として舵角 δf を検出する舵角センサ42、車速 V を検出する車速センサ43、実ヨーレイト γ を検出するヨーレイトセンサ44を有する。またセンタディファレンシャル20の入力トルクを推定するため、エンジン回転数センサ45、ア

クスル開度センサ46、ギヤ位置センサ47を有する。

【0034】制御ユニット50は舵角 δf 、車速 V 、実ヨーレイト γ が入力する路面 μ 推定手段51を有し、上述のように適応制御理論により前後輪のコーナリングパワ $K f$ 、 $K r$ を推定する。そして前後輪の路面 μ は、高 μ 路($\mu = 1.0$)での前後輪の等価コーナリングパワ

K f o, K r o に対する推定した前後輪のコーナリングパワ K f, K r の比で算出する。またハンドルを切っても曲がらないドリフト状態では前輪のコーナリングパワが、逆に車両のスピン状態では後輪のコーナリングパワが極端に小さい値に推定される不具合を回避するため、前輪と後輪の路面 μ の大きい方を路面 μ 推定値 E として設定する。

【0035】また舵角 δf と車速 V が入力する目標ヨーレイト設定手段 52 を有し、高 μ 路での車両の旋回特性を基準として目標ヨーレイト y_t を設定する。目標ヨーレイト y_t と実ヨーレイト y は目標ステア特性設定手段 53 に入力し、両ヨーレイト y_t, y の偏差に応じてステア特性の目標スタビリティファクタ A_t を設定、修正する。ここでステア特性のスタビリティファクタは、予め弱アンダステアの一般的な特性に設定される。そこで車両がスピンまたはドリフトアウトすると、実ヨーレイト y が増減することで目標スタビリティファクタ A_t がそのスピンやドリフトアウトの状態に応じ数値化して設定される。

【0036】一方、エンジン回転数 N、アクセル開度 ϕ 、ギヤ位置 P が入力する入力トルク推定手段 54 を有し、エンジン出力特性を参照してエンジン回転数 N とアクセル開度 ϕ によりエンジン出力 T_e を推定し、このエンジン出力 T_e にギヤ位置 P のギヤ比 g を乗算することでセンターディファレンシャル入力トルク T_i を算出する。

【0037】これら車速 V、実ヨーレイト y 、入力トルク T_i 、目標スタビリティファクタ A_t 、路面 μ 推定値 E は前後トルク配分比算出手段 55 に入力し、上述の式を用いて前後トルク配分比 α を算出する。この前後トルク配分比 α 、入力トルク T_i はセンター差動制限トルク算出手段 56 に入力して、センター差動制限トルク T_c を以下のように算出する。即ち、前後トルク配分比 α が RWD の 0 と FWD の 1 の間で設定されており、基準トルク配分比 D_i が実施例のように後輪偏重で設定されている場合は、センター差動制限トルク T_c を、 $T_c = (\alpha - D_i) T_i$ により算出する。ここで、計算値が負の場合には、センター差動制限トルク T_c の値を 0 とする。尚、基準トルク配分比 D_i が前輪偏重に設定される場合は、上述と逆に減算すれば良い。このトルク信号はデューティ比変換手段 57 に入力して所定のデューティ比 D に変換され、このデューティ信号をソレノイド弁 40 に出力するように構成される。

【0038】次に、この実施例の作用を説明する。まず車両走行時にエンジン 1 の動力がクラッチ 2 を介して変速機 3 に入力し、変速動力がセンターディファレンシャル 20 の第 1 サングヤ 21 に入力する。ここでセンターディファレンシャル 20 の各歯車諸元により基準トルク配分 e_t が後輪偏重に設定されているため、このトルク配分でキャリヤ 24 と第 2 サングヤ 22 に分配して動力

が出力される。このときセンタークラッチ 27 が解放されていると、上記基準トルク配分 e_t で更に前後輪側に動力伝達して、4 輪駆動でありながら F R 的な動力性能になる。またセンターディファレンシャル 20 がフリーのため、前後輪の回転差を吸収しながら自由に旋回することが可能になる。また制御ユニット 50 からのデューティ信号がソレノイド弁 40 に出力すると、油圧制御手段 32 によりセンタークラッチ 27 に差動制限トルク T_c を生じる。このため差動制限トルク T_c に応じて第 2 サングヤ 22 とキャリヤ 24 の間で更にバイパスしてトルク移動し、後輪偏重から直結時の重量配分に応じた前輪偏重のトルク配分に可変制御される。

【0039】このとき舵角 δf 、車速 V、実ヨーレイト y の信号が制御ユニット 50 に入力して、車両の挙動が常に監視される。そして高 μ 路では、目標ヨーレイト設定手段 52 で舵角 δf と車速 V により設定される目標ヨーレイト y_t に対して実ヨーレイト y が略一致して A_t は弱アンダステアの一般的な値に設定され、常に弱アンダステアのステア特性が確保される。また路面 μ 推定手段 51 で設定される路面 μ 推定値 E が 1.0 になる。そこで前後トルク配分比算出手段 55 では前後トルク配分比 α が、車速 V、実ヨーレイト y 、入力トルク T_i により算出され、直進走行では、主として入力トルク T_i 、車体重量等による前後加速度推定値 G_x' に基づきトルク配分されて操縦安定性を向上する。旋回走行では、主として車速 V と実ヨーレイト y による横加速度推定値 G_y' に基づきトルク配分されて旋回性を向上し、特に実ヨーレイト y のフィードバック制御を含むことで、外乱や制御誤差に強い制御となる。

【0040】低 μ 路での旋回加速時に後輪寄りにトルク配分されていると、駆動力が大きくてタイヤ横力の小さくなった後輪が先に横すべりする。そしてタイヤグリップ限界で車両がスピンし始めると、路面 μ 推定手段 51 で舵角 δf 、車速 V、実ヨーレイト y により前後輪のコーナリングパワ K f, K r がその挙動に対応して推定される。そして前後輪毎に高 μ 路のものと比較して路面 μ を算出し、この路面 μ の大きい方を選択することで、路面 μ 推定値 E が車両の挙動の状態にかかわらず高い精度で設定される。

【0041】また目標ステア特性設定手段 53 では、実ヨーレイト y が目標ヨーレイト y_t より大きくなって、車両スピンの応じた目標スタビリティファクタ A_t が設定される。そこで前後トルク配分比算出手段 55 では、路面 μ 推定値 E、目標スタビリティファクタ A_t 等によりトルク配分比 α を前輪寄りに算出して制御され、このため後輪のタイヤ横力が増して車両スピンの防止される。このとき実ヨーレイト y が目標ヨーレイト y_t に一致するようにフィードバック制御されて、車両の挙動が弱アンダステアの良いステア特性となる。

【0042】図 4 において、本発明の第 2 の実施例とし

て、路面 μ 推定手段51の他の実施例について説明する。先ず、制御原理について説明すると、適応制御理論により、横加速度偏差と実ヨーレイト偏差で適応機構を構成することにより、前後輪のコーナリングパワを非線形域に拡張して推定できる。また舵角、車速、推定される前後輪のコーナリングパワで適応観測器を構成することにより、線形領域の車両運動モデルをベースとしてヨーレイトと横加速度を非線形域に拡張して演算できる。

【0043】そこで車速センサ43、舵角センサ42、ヨーレイトセンサ44、及び横加速度 G_y を検出する横Gセンサ48を有し、これらセンサ信号が路面 μ 推定手段51に入力する。路面 μ 推定手段51は、舵角 δ_f 、車速 V 、推定される前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r が入力する演算手段（適応観測器）61を有し、これらパラメータにより線形領域の車両運動モデルに基づき車体のヨーレイト y_n と横加速度 G_{yn} を演算する。この演算手段21のヨーレイト y_n と横加速度 G_{yn} 、センサ17、18による実ヨーレイト y と実横加速度 G_y は偏差演算手段62に入力し、演算されたヨーレイト y_n から実ヨーレイト y を減算してヨーレイト偏差 Δy を算出し、同様に演算された横加速度 G_{yn} から実横加速度 G_y を減算して横加速度偏差 ΔG を算出する。

【0044】これら偏差 Δy 、 ΔG はタイヤ特性制御手段（適応機構）63に入力し、両偏差 Δy 、 ΔG により限界挙動での前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r を推定する。ここで実横加速度 G_y が減じて $\Delta G > 0$ の場合は、限界域での車両のドリフトアウトやスピンを判断して前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r を共に減じれば良い。 $\Delta G < 0$ の場合は、タックイン等を判断して前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r を共に増せば良い。実ヨーレイト y が減じて $\Delta y > 0$ の場合は、ドリフトアウトを判断して前輪コーナリングパワ K_f は減じ、後輪コーナリングパワ K_r は増せば良い。実ヨーレイト y が増して $\Delta y < 0$ の場合は、スピンを判断して前輪コーナリングパワ K_f は増し、後輪コーナリングパワ K_r は減じれば良い。両偏差 Δy 、 ΔG の正、負に対するコーナリングパワ K_f 、 K_r の補正状態をまとめて示すと、以下の表1ようになる。

【0045】

【表1】

横加速度偏差 ΔG	+	K_f ダウン、 K_r ダウン
	-	K_f アップ、 K_r アップ
ヨーレイト偏差 ΔG	+	K_f ダウン、 K_r アップ
	-	K_f アップ、 K_r ダウン

【0046】そこで両偏差 Δy 、 ΔG により表1を参照して前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r を定めることで、限界域での車両のドリフトアウトやスピンの応じた前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r が、図5のように

精度良く推定される。尚、コーナリングパワ K_f 、 K_r の値を増減する場合は、例えば前回の値に補正量を増減して積分動作により時々刻々定める。

【0047】また前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r は路面 μ 推定値設定手段64に入力し、上記実施例の場合と同様に高 μ 路のものと比較して前後輪の路面 μ を推定する。更に前後輪の路面 μ の大きい方を選択して路面 μ 推定値 E を設定する。

【0048】そこでこの実施例では、路面 μ 推定手段51の演算手段61で舵角 δ_f 、車速 V 、推定される前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r によりヨーレイト y_n 、横加速度 G_{yn} を演算し、偏差演算手段62で演算されたヨーレイト y_n 、横加速度 G_{yn} と実際の実ヨーレイト y 、実横加速度 G_y の偏差 Δy 、 ΔG を演算し、タイヤ特性制御手段63で両偏差 Δy 、 ΔG により前後輪8、9のコーナリングパワ K_f 、 K_r を推定することが、車両運動モデルに基づく適応制御理論の制御方法で行われる。そして低 μ 路で車両がドリフトアウトやスピンを生じると、この限界挙動がヨーレイト偏差 Δy と横加速度偏差 ΔG により適確に検出され、前後輪のコーナリングパワ K_f 、 K_r が前後輪の横すべり状態に対応して高い精度で推定される。このため種々の車両の限界挙動において、路面 μ 推定値 E が更に高い精度で設定される。

【0049】図6において、本発明の第3の実施例として、左右後輪トルク配分制御装置のヨーレイトを用いた制御系について説明する。先ず、制御原理について説明すると、高速旋回中のアクセルオフ時にリヤ差動制限トルク T_d を増大すると、外輪の制動力が内輪の制動力より大きくなり、この制動力の差により車両を直進させようとするヨーモーメント M が発生して、タックイン防止に有効であることが知られている。一方、ドライバによる旋回走行時の車速 V と舵角 δ_f により目標ヨーレイト y_t を設定でき、この目標ヨーレイト y_t と実ヨーレイト y の偏差によりタックイン強さを判断できる。そこでタックイン強さをスタビリティファクタの変化として数値化し、このスタビリティファクタの変化を打ち消すようなヨーモーメント M を発生するようにリヤ差動制限トルク T_d を決定すれば良い。

【0050】そこで車速 V と舵角 δ_f により目標ヨーレイト y_t を設定する方法について説明する。先ず、車両を図7のように前後2輪でモデル化し、自由度として実ヨーレイト y と車体すべり角 β をとる。また車速 V を一定とすると、車速 V 、車体質量 m 、ヨーイング慣性モーメント I 、前後輪のコーナリングフォース C_f 、 C_r 、重心から前後輪までの距離 L_f 、 L_r により、運動方程式は以下となる。

【数14】

15

$$m v (\dot{\beta} + \gamma) = C_f + C_r$$

$$I \dot{\gamma} = L_f \cdot C_f - L_r \cdot C_r$$

【0051】ここでコーナリングフォースがタイヤのスリップ角 α_f 、 α_r に対して線形で扱える領域を考え、

$$m v \dot{\beta} + 2(K_f + K_r)\beta + \{m v + 2(L_f K_f - L_r K_r)/V\} \gamma$$

$$= 2K_f \delta_f + 2K_r \delta_r$$

$$2(L_f K_f - L_r K_r)\beta + I \dot{\gamma} + \{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r)/V\} \gamma$$

$$= 2L_f K_f \delta_f - 2L_r K_r \delta_r$$

以上の車両の基本的な運動方程式に基づいて、目標ヨーレート γ_t が設定される。

【0052】次いで、ヨーレート偏差 $\Delta\gamma$ によりスタビリティファクタを数値化してヨーモーメント M 、リヤ差動制限トルク T_d を算出する方法について説明する。先ず、図7の2輪モデルについての運動方程式は、ヨーレート γ と車体すべり角 β を変数とすると、車体質量 m 、車速 V 、前後輪のコーナリングフォース C_f 、 C_r 、ヨー慣性 I 、重心から前後輪までの距離 L_f 、 L_r 、リヤ差動制限によるヨーモーメント M により、次のように表わされる。

【数16】

$$m v (\dot{\beta} + \gamma) = C_f + C_r \quad (1)$$

$$I \dot{\gamma} = L_f C_f - L_r C_r - M \quad (2)$$

$$m v \dot{\beta} + 2(K_f + K_r)\beta + \{m v + 2(L_f K_f - L_r K_r)/V\} \gamma$$

$$= 2K_f \delta_f + 2K_r \delta_r \quad (4)$$

$$2(L_f K_f - L_r K_r)\beta + I \dot{\gamma} + \{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r)/V\} \gamma + M$$

$$= 2L_f K_f \delta_f - 2L_r K_r \delta_r \quad (5)$$

【0055】次に、車両が定常円旋回する場合の特性を説明する。この場合に車体すべり角 β 、ヨーレート γ は共に一定で、その変化量は零になる。従って、式

$$2(K_f + K_r)\beta + \{m v + 2(L_f K_f - L_r K_r)/v\} \gamma$$

$$= 2K_f \delta_f \quad (6)$$

$$2(L_f K_f - L_r K_r)\beta + \{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r)/v\} \gamma + M$$

$$= 2L_f K_f \delta_f \quad (7)$$

【0056】ここで式(7)を次のように変形する。

$$2(L_f K_f - L_r K_r)\beta + \{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r)/v + M/\gamma\} \gamma$$

$$= 2L_f K_f \delta_f \quad (8)$$

【0057】式(6)、(8)をヨーレート γ について解くと、次式になる。ただし M に付随する γ は残す。ま

$C_f = 2K_f \cdot \alpha_f$ 、 $C_r = 2K_r \cdot \alpha_r$ (ただし、 K_f 、 K_r は前後輪の等価コーナリングパワ)を導入すると、以下となる。

【数15】

【0053】ここで前後輪のコーナリングフォース C_f 、 C_r をタイヤの等価コーナリングパワ K_f 、 K_r 、タイヤのすべり角 α_f 、 α_r を用いて表すと、以下のようになる。

【数17】

$$C_f = 2K_f \alpha_f \quad (3)$$

$$C_r = 2K_r \alpha_r$$

【0054】式(3)を式(1)、(2)式に代入し、更にタイヤのすべり角 α_f 、 α_r を前輪舵角 δ_f 、後輪舵角 δ_r を用いて書き直して整理すると、以下の式になる。

【数18】

(4)、(5)は、以下のようになる。ただし、 $\delta_r = 0$ とする。

【数19】

た L はホイールベース($L_f + L_r$)である。

【数21】

$$\gamma = \left(\frac{1}{1 - \frac{m}{2L^2} \cdot \frac{LfKf - LrKr}{KfKr} V^2 + \frac{Kf + Kr}{2L^2 KfKr} \cdot M \frac{V}{\gamma}} \right) \frac{V}{L} \delta f \quad (9)$$

【0058】ここで(9)式が物理的に意味を持つ(安定なヨーレイト γ が存在する)には、以下の条件が必要である。

$$1 - \frac{m}{2L^2} \cdot \frac{LfKf - LrKr}{KfKr} V^2 + \frac{Kf + Kr}{2L^2 KfKr} \cdot M \frac{V}{\gamma} > 0 \quad (10)$$

【0059】ここでリヤ差動制限制御車に拡張したスタビリティファクタ A' を導入すると、以下になる。ただし、 A ：リヤ差動制限制御無しのスタビリティファクタ

$$A' = A + \frac{Kf + Kr}{2L^2 KfKr} \cdot \frac{M}{V \gamma} \quad (11)$$

【0060】従って、タックインによってヨーレイト γ が $\Delta \gamma$ ($\Delta \gamma > 0$) 増加する場合に、これをスタビリティファクタの変化 ΔA として表すと、以下になる。

$$\Delta A = \left(\frac{\delta f}{G \gamma \delta f + \Delta \gamma} - \frac{1}{G \gamma} \right) / LV$$

【0061】尚、 $G \gamma$ は前輪舵角 δf に対するヨーレイトゲインであり、以下により算出される。

$$G \gamma = \left(\frac{1}{1 - \frac{m}{2L^2} \cdot \frac{LfKf - LrKr}{KfKr} V^2} \right) \frac{V}{L}$$

【0062】よってタックインを打ち消すために必要なヨーモーメント M は、以下となる。

$$M = -\Delta A \frac{2L^2 KfKr V \gamma}{Kf + Kr}$$

【0063】更に、ヨーモーメント M 、タイヤ径 R 、トレッド d によりリヤ差動制限トルク T_d は、以下の式で算出される。

$$T_d = \frac{M}{d} \cdot R$$

【0064】そこで上記制御原理に基づき、図6の制御系について説明する。車速センサ43、舵角センサ42、ヨーレイトセンサ44を有し、これらセンサ信号が制御ユニット70に入力する。制御ユニット70は、車

速 V が入力するヨーレイトゲイン設定手段71を有し、車速 V の関数で予め設定される前輪舵角 δf に対するヨーレイトゲイン $G \gamma$ を、上述の式またはマップにより設定する。車速 V と舵角 δf は目標ヨーレイト演算手段72に入力し、上述の式による運動方程式に基づいて高 μ 路の走行状態に応じた目標ヨーレイト γ_t を演算する。目標ヨーレイト γ_t とセンサ44による実ヨーレイト γ は偏差演算手段73に入力して、両者の偏差 $\Delta \gamma$ を、 $\Delta \gamma = \gamma - \gamma_t$ ($\Delta \gamma > 0$) により算出する。即ち、タックインを実ヨーレイト γ の増加により検出し、且つ偏差 $\Delta \gamma$ により実際のタックイン強さを求める。

【0065】ヨーレイトゲイン $G \gamma$ とタックイン強さに応じたヨーレイト偏差 $\Delta \gamma$ は、ヨーモーメント演算手段74に入力し、上述の式による運動方程式に基づきヨーレイトゲイン $G \gamma$ を用いて、ヨーレイト偏差 $\Delta \gamma$ をステア特性のスタビリティファクタの変化 ΔA として数値化して求める。ここでスタビリティファクタは予め一般的な弱アンダステアに設定されており、タックインによりヨーレイト偏差 $\Delta \gamma$ を生じると、スタビリティファクタの変化 ΔA はその偏差 $\Delta \gamma$ に応じた負の値(オーバステア側)になり、このスタビリティファクタの変化 ΔA を打ち消すのに必要なヨーモーメント M を演算する。

【0066】ヨーモーメント M はリヤ差動制限トルク演算手段75に入力し、上述の式によりヨーモーメント M に応じたリヤ差動制限トルク T_d を算出する。そしてトルク信号をデューティ比変換手段76で所定のデューティ比 D に変換し、このデューティ信号をソレノイド弁40'に出力するように構成される。

【0067】そこでこの実施例では、4輪駆動走行時にセンターディファレンシャル20とセンタークラッチ27によりトルク配分して後輪側に伝達する動力は、リヤディファレンシャル11に入力する。そしてリヤクラッチ28が解放すると、リヤディファレンシャル11がフリーになってその歯車諸元により駆動力またはアクセル

オフ時の制動力が、左右後輪 13L、13R に等しく配分して伝達される。また油圧制御手段 32' によりリヤクラッチ 28 にリヤ差動制限トルク T_d を生じると、差動制限すると共に左右後輪 13L、13R の配分が変化する。

【0068】即ち、駆動の場合は、リヤ差動制限トルク T_d に応じて高速輪から低速のグリップ車輪に有効にトルク移動する。一方、旋回時のアクセルオフの際に路面により外輪の方が内輪より高速で回される場合は、リヤ差動制限トルク T_d に応じて外輪の方に多く制動力がかかるように配分される。

【0069】このとき舵角 δf 、車速 V 、ヨーレイト γ の信号が制御ユニット 70 に入力して、車両の挙動が監視される。そこで直進や旋回時に車両の挙動が変化しない場合は、目標ヨーレイト演算手段 72 で舵角 δf と車速 V により演算される目標ヨーレイト γ_t と実ヨーレイト γ が略一致してスタビリティファクタの変化も無く、リヤ差動制限トルク T_d が零となる。一方、高速旋回時のアクセルオフの際に車両が内側に切れ込むように挙動変化してタックインし始めると、実ヨーレイト γ が増加することで、偏差演算手段 73 で実ヨーレイト γ と目標ヨーレイト γ_t の偏差 $\Delta \gamma$ によりタックイン強さが正確に検出される。そしてヨーモーメント演算手段 74 でこの偏差 $\Delta \gamma$ がスタビリティファクタの変化 ΔA として換算され、更にスタビリティファクタの変化 ΔA を打ち消すようにヨーモーメント M が演算される。

【0070】そしてリヤ差動制限トルク算出手段 75 でヨーモーメント M に応じたリヤ差動制限トルク T_d を演算して、このトルク T_d がリヤクラッチ 28 にかかる。そこで高速旋回時のアクセルオフの際に、左右後輪 13L、13R ではリヤ差動制限トルク T_d により外輪の制動力の方が内輪の制動力より大きくなるように配分され、この制動力の差により車両にタックインと逆方向のヨーモーメント M が発生して、タックイン現象が防止される。このとき実ヨーレイト γ が目標ヨーレイト γ_t と一致するようにフィードバック制御されるため、逆の強いアンダステアになることを回避して、旋回中のタックイン現象のみが適確に防止される。またヨーレイト偏差 $\Delta \gamma$ をスタビリティファクタの変化 ΔA に換算して制御することで、弱アンダステアのステア特性が確保される。

【0071】

【発明の効果】以上に説明したように本発明によると、車両の前後輪トルク配分制御において、舵角、車速、実ヨーレイトにより車両の横運動の運動方程式に基づき、前後輪のコナリングパワを非線形域に拡張して推定し、この前後輪のコナリングパワにより路面状況に応じた路面 μ 推定値を設定する路面 μ 推定手段と、舵角と車速により高 μ 路の走行状態に応じた目標ヨーレイトを設定する目標ヨーレイト設定手段と、目標ヨーレイトと

実ヨーレイトの偏差に応じた目標スタビリティファクタを設定する目標ステア特性設定手段と、センターディファレンシャルの入力トルクを推定する入力トルク推定手段と、車速、実ヨーレイト、入力トルク、路面 μ 推定値、目標スタビリティファクタにより運動方程式、摩擦円の理論に基づき非線形域まで拡張して前後トルク配分比を算出する前後トルク配分比算出手段と、この前後トルク配分比と入力トルクによりセンター差動制限トルクを算出するセンター差動制限トルク算出手段を備えて構成されるので、高 μ 路での走行時には、直進と旋回の走行状態に応じて前後輪に適切にトルク配分して、操縦安定性、旋回性が向上する。またヨーレイトのフィードバック制御を含むことで、外乱や制御誤差に強い制御となる。舵角、車速、ヨーレイトにより車両スピンの限界挙動に対応して路面 μ 推定値が高い精度で設定される。また車両スピン等に応じて目標ステア特性が設定され、これら路面 μ 推定値、目標ステア特性等により非線形域に拡張した運動方程式に基づいて前後輪のトルク配分が適切に可変制御されて、車両スピン等が適確に防止され、且つ良好なステア特性が確保されて安定性が向上する。

【0072】車両の左右後輪トルク配分制御において、舵角と車速により車両の運動方程式に基づき高 μ 路の走行状態に応じた目標ヨーレイトを演算する目標ヨーレイト演算手段と、目標ヨーレイトと実ヨーレイトによりタックイン強さに応じた偏差を演算する偏差演算手段と、車速の関数によりヨーレイトゲインを設定するヨーレイトゲイン設定手段と、これら偏差とヨーレイトゲインにより車両の運動方程式に基づき、偏差をステア特性のスタビリティファクタの変化に換算し、このスタビリティファクタの変化を打ち消すのに必要なヨーモーメントを演算するヨーモーメント演算手段と、このヨーモーメントに応じたリヤ差動制限トルクを算出するリヤ差動制限トルク算出手段とを備えて構成されるので、舵角、車速、ヨーレイトによりタックイン強さを正確に検出できる。タックイン強さをスタビリティファクタの変化として換算し、スタビリティファクタの変化を打ち消すのに必要なヨーモーメントを生じるようにリヤ差動制限トルクを算出するので、車両に適正なヨーモーメントを発生して、タックイン現象を適確に防止できる。

【0073】路面 μ 推定手段は、少なくとも舵角、車速、ヨーレイトのパラメータと車両の運動方程式により前後輪のコナリングパワを非線形域に拡張して定め、この前後輪のコナリングパワを高 μ 路のものと比較して前後輪の路面 μ を算出し、その路面 μ の大きい方を選択して路面 μ 推定値を設定する構成であるから、低 μ 路での車両の種々の限界挙動において、路面 μ 推定値を高い精度で設定できる。このため車両の限界挙動において、前後トルク配分、左右後輪トルク配分を適切に制御できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明に係る車両のトルク配分制御装置として前後輪トルク配分制御の場合のクレーム対応図を兼ねた実施例のブロック図である。

【図 2】本発明が適応される 4 輪駆動車の駆動系と油圧制御を示す構成図である。

【図 3】車両の横運動の 2 輪モデルを示す図である。

【図 4】路面 μ 推定手段の他の実施例を示すブロック図である。

【図 5】推定される前後輪のコーナリングパワの説明図である。

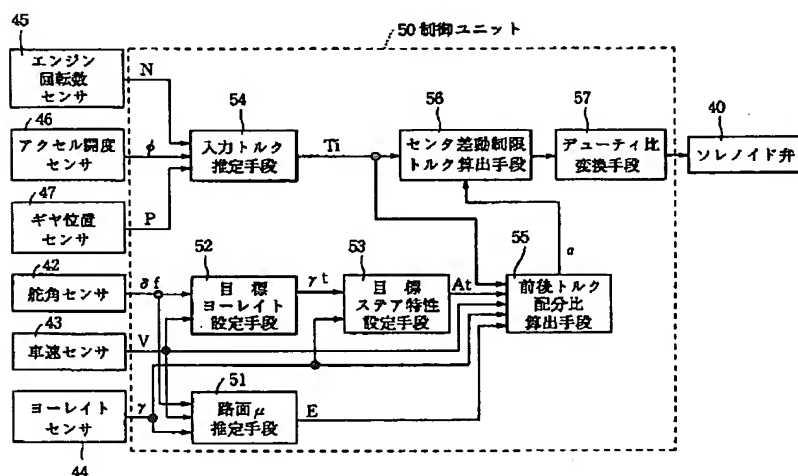
【図 6】本発明に係る車両のトルク配分制御装置として左右後輪トルク配分制御の場合のクレーム対応図を兼ねた実施例のブロック図である。

【図 7】車両の旋回運動の 2 輪モデルを示す図である。

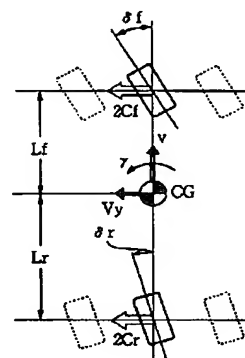
【符号の説明】

- 27 センタークラッチ
- 28 リヤクラッチ
- 32, 32' 油圧制御手段
- 42 舵角センサ
- 43 車速センサ
- 44 ヨーレイトセンサ
- 50 制御ユニット
- 51 路面 μ 推定手段
- 52 目標ヨーレイト設定手段
- 53 目標ステア特性設定手段
- 54 入力トルク推定手段
- 55 前後トルク配分比算出手段
- 56 センター差動制限トルク算出手段
- 57 アユーティ比変換手段

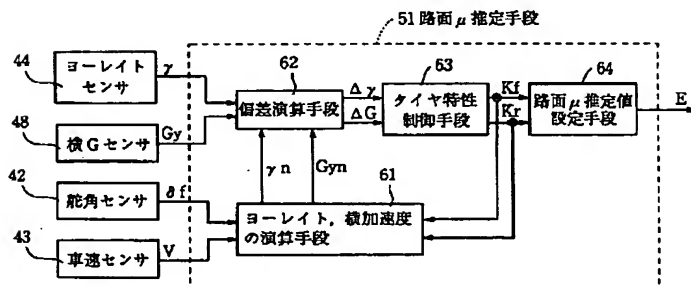
【図 1】



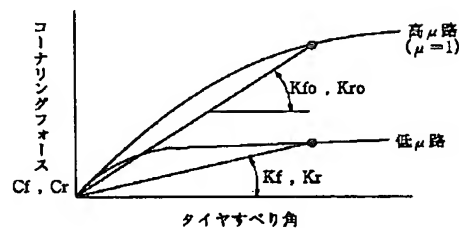
【図 3】



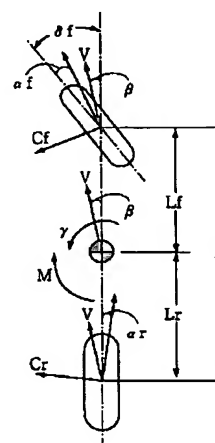
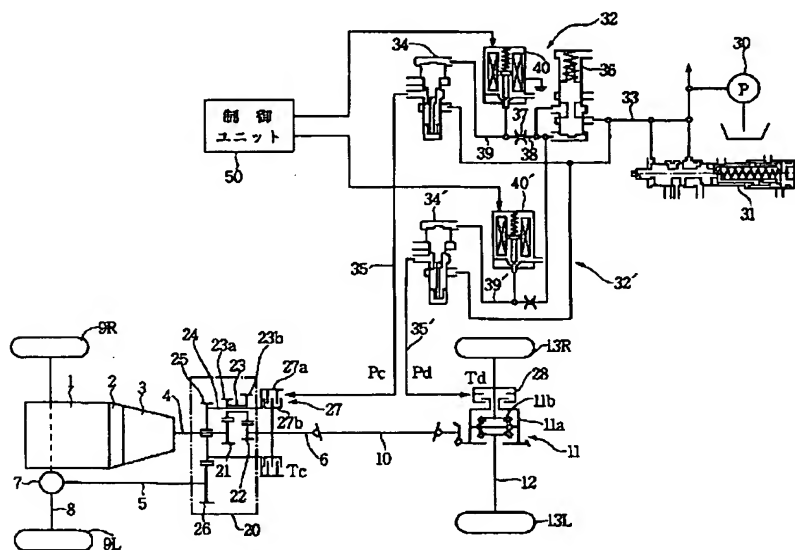
【図 4】



【図 5】



【図 7】



【图 6】

